



Investigation of performance and emission characteristic of a RCCI Engine fueled by mixture of Diesel and syngas derived from biomass gasification

N. Kousheshi^{1*}, M. Yari¹, A. Saberi Mehr²

¹ Department Mechanical Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran

² Department of Mechanical Engineering, University of Bonab, Bonab, Iran

ABSTRACT: Recently, low-temperature combustion methods have become very popular in the field of combustion. Reactivity controlled compression ignition is a novel combustion concept with its own advantages. The role of these engines in rectifying the disadvantages of other methods is inevitable. This paper studies the influence of using various types of syngas on combustion and emission characteristics of syngas/diesel reactivity controlled compression ignition engine using Converge CFD. Four types of syngas (ideal syngas composed of solely hydrogen and carbon monoxide, two different types of syngases produced by gasifiers and pure hydrogen) are selected for comparison. Results showed the possibility of using various forms of syngases as low reactivity fuel. Using these kinds of syngases compared with ideal one results in fewer nitrogen oxides at the expense of more soot and it gets worse by increasing the fraction of syngas in premixed air. It shouldn't be ignored, due to the presence of nitrogen in some types, the engine may suffer from weak combustion and sometimes misfire at low loads as well. Using pure hydrogen, despite its advantages as the main part of syngas, in high quantities, notwithstanding the significant reduction of soot, causes the increase of nitrogen oxides and pressure rise rate amounts which are not desirable.

Review History:

Received: 2019-03-04

Revised: 2019-08-04

Accepted: 2019-09-02

Available Online: 2019-10-04

Keywords:

RCCI engine

Low temperature combustion

Pollution

Syngas

1. INTRODUCTION

Nowadays, highly premixed compression ignition strategies have been offered by many researchers to decrease the heterogeneous combustion of fuels. Most of these strategies classified into the Low-Temperature Combustion (LTC) category [1]. The LTC combustion strategy includes Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI), Premixed Charge Compression Ignition (PCCI), and Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) engines. In contrast with HCCI and PCCI, having control over the combustion phasing is an achievement of the RCCI strategy to reach high efficiency.

Kokjohn et al. [2, 3], showed that a high level of control over combustion could be achieved by the use of two fuels with different reactivity and blending them inside the cylinder. In their approach, named reactivity controlled compression ignition, a low reactivity fuel (i.e. gasoline) is premixed with air before entering the combustion chamber and a second fuel which has higher reactivity (i.e. diesel) is directly injected through injectors. Combustion phasing is controlled by the ratio of the two fuels and combustion duration is controlled by in-cylinder stratification of ignition delay.

In recent years, a substantial amount of attention has been devoted to syngas as a low reactivity fuel. Due to various

production techniques, various compositions of syngas are available. It is mainly contained of hydrogen (H_2), carbon monoxide (CO), some methane (CH_4), carbon dioxide (CO_2) and sometimes a large amount of nitrogen (N_2) or steam (H_2O). Chuahy et al. [4] used an RCCI engine to investigate the combustion of reformed fuel (containing CO and H_2). The results of this study showed that reformed fuel RCCI combustion is conceivable over a wide range of H_2/CO ratios. They also indicated replacing CO with H_2 resulted in a more reactive charge, decreased the combustion duration, and suppressed low-temperature heat release.

Reviewing the literature, it can be observed that there has been no research in which the actual syngas obtained from various methods of reforming or gasification, is used as the second fuel with low reactivity in RCCI engines to assess the conclusions. Most of the researchers assume just the first two species (H_2 and CO) and use ideal (simulated) syngas instead of the actual ones by neglecting the other species. The present study is conducted to numerically evaluate the potential of using various types of syngases and their impacts on combustion and emission characteristics in a syngas-diesel RCCI engine using computational fluid dynamics modeling. Two types of syngas accompanied with pure hydrogen are selected for comparison with the ideal syngas comprised solely of hydrogen and carbon monoxide. For all cases, a

*Corresponding author's email: navid.kousheshi@tabrizu.ac.ir



premixed substitution ratio sweep at constant fuel energy is utilized to appraise their effects on the performance and emissions characteristics of the engine.

2. METHODOLOGY

The engine used throughout this study is a Caterpillar 3401 Single Cylinder Oil Test Engine (SCOTE). The engine has a bore of 137.2 mm and a displacement of 2.44 l and is typical of a heavy-duty size-class diesel engine [4]. The combustion computational modeling employed for the simulation of this study is performed by Converge version 2.3.5. A detailed list of the sub-models used in Converge is shown in Table 1. Table 2 shows a summary of the test conditions for simulations as well.

The direct-injected fuel’s physical and chemical properties were specified by Tetradecane (C₁₄H₃₀) and n-heptane respectively. The results were obtained using a reduced multi-fuel mechanism with 178 species and 758 reactions developed by Ren [5]. Closed-Cycle calculations on sector grids that have periodic boundaries were performed. Since the direct injector has seven evenly holes, the geometry of a sector with 51.42 degrees was created. An equivalence ratio of 0.43 was chosen for diesel-syngas RCCI operation with substitutions from 20% to 60% by energy.

3. RESULTS AND DISCUSSIONS

Actual Syngases, as well as a mixture of H₂ and CO, seem to be a promising candidate for low reactivity fuel in RCCI engines. Thus, in this section, the same tests similar to the validation part have been conducted with two different types of syngases obtained through gasification processes [6]. For more assessment, these tests have been conducted with pure hydrogen as well. These fuels and their compositions selected for comparison with the simulated syngas which is consist of only H₂ and CO are listed in Table 3.

Fig. 1 illustrates the cylinder pressure and heat release rate over a range of syngas substitution quantities for all fuel cases. Fig. 2 indicates the number of emissions for all scenarios.

Table 1. Sub-models used in CONVERGE simulations

Physical Phenomenon	Model
Spray Breakup	KH-RT Instability
Vaporization	Frossling Correlation
Turbulence	RNG k-ε
Droplet Collision	No Time Counter (NTC)
Droplet drag	Taylor Analogy Breakup (TAB)
Wall film formation	O’Rourke’s Model
Combustion	SAGE

Table 2. Engine operating conditions

Parameter	Diesel/Syngas
Engine Speed [rpm]	1300
Start of Injection [° bTDC]	10
Substitution Ratio [% energy]	20%, 40%, 60%
Fuel Energy [J/cycle]	5100

Table 3. Low reactivity fuel components (all units are in vol. %) 34

	Fuel I Ideal Syngas	Fuel II Actual Syngas	Fuel III Actual Syngas	Fuel IV Hydrogen
H ₂	50	5.10	38.10	100
CO	50	13.40	28.10	-
CH ₄	-	1.80	8.60	-
CO ₂	-	22.00	22.20	-
N ₂	-	57.70	-	-
C ₂ H ₄	-	-	3.00	-

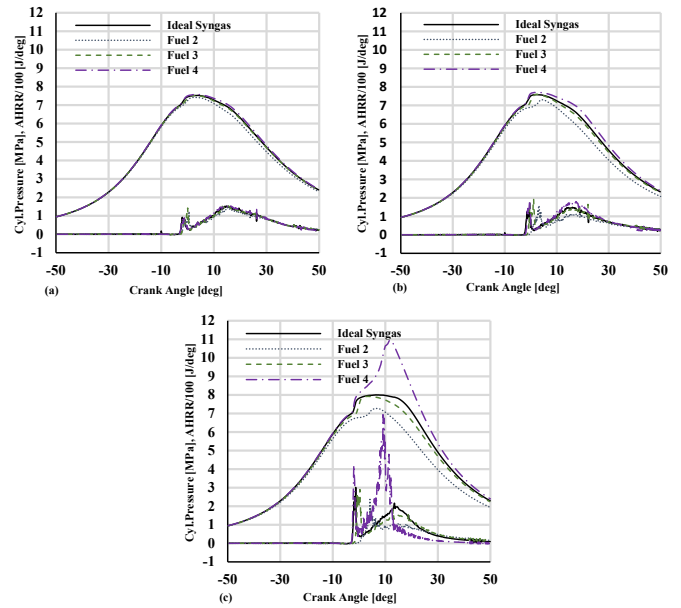


Fig. 1. Cylinder pressure and heat release rate for (a) syngas = 20%, (b) syngas = 40% and (c) syngas = 60%

As it was expected, substituting part of diesel with syngas in premixed form causes the soot reduction due to better mixing and reduction of local rich areas as well. Compared to the ideal one, the other two types of actual syngases cause a less reduction in soot emission. This is due to the existence of other species in syngas like carbon dioxide and nitrogen which decrease the oxygen amount in premixed air. This lack of oxygen prevents the fuels from the complete burning and is the reason for lower volumetric efficiencies. Compared to these reasons, the effect of the presence of other combustible species like CH₄ and C₂H₄ in soot formation shouldn’t be ignored. Generally, the effect of premixing is dominant compared to the lack of oxygen. However, it is not true for fuel II in 60% substitution case.

On the other hand, due to the reduction of local maximum temperature during the combustion process, NO_x formation decreases. Since nitrogen occupies the majority of syngas volume in fuel II, the maximum pressure for this fuel in all scenarios is lower than the other three ones. In this regard,

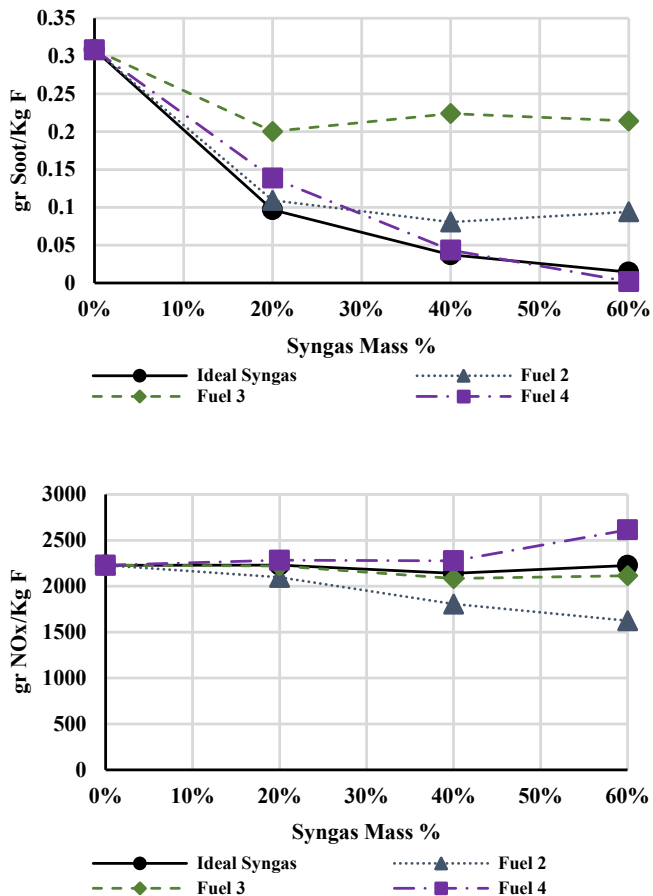


Fig. 2. The trend of emissions (a) Soot, (b) NOx

NOx in Fuel II has the lowest amount among the other fuels. Conditions operating with fuel II lead to a steeper decrease in NOx emissions due to the decreased stratification. Decreased stratification leads to NOx emission reduction by both reducing local equivalence ratio and flame temperature and retarding combustion phasing.

Fuel IV, Due to its higher flame speed, has a congruent effect on temperature and combustion efficiency. The higher amount of NOx and lower amounts of soot are the results of this intrinsic feature. If the amount of hydrogen in either syngas or by the use of fuel IV passes a specified amount, an explosion in the combustion chamber will occur shortly after TDC. This matter can be easily realized in 60% substitution case for fuel IV. Accordingly, although fuels with more hydrogen are better candidates as low reactivity

fuel because of their higher heating values which cause the volumetric efficiency remains nearly constant and their low soot emissions, high amounts of NOx and peak pressure rise rates are serious obstacles in use of these fuels.

4. CONCLUSIONS

A numerical analysis has been conducted to analyze the impact of syngas (obtained by gasification) compared to ideal syngas (contains carbon monoxide and hydrogen) on the performance and exhaust emissions characteristics of a syngas-diesel RCCI engine while the energy amount per cycle is constant. The major conclusions are as follows:

- 1) Peak pressure rise rate and max local temperatures increase significantly with increasing the amount of H₂ in fuel. More NO_x while less soot, are obtained for this reason. However, a hydrogen-rich mixture is favorable for boosting combustion efficiency.
- 2) The presence of N₂ in syngas composition forces the temperatures to be decreased. Thus, less NOx is achieved by the fuels with nitrogen in their composition.
- 3) It is expected that the engine may suffer from achieving a stable state at low loads using fuel II due to very low volumetric and thermal efficiencies.
- 4) The results indicate that the syngas with a low amount of nitrogen and a sufficient amount of hydrogen could be a promising candidate for application as the low reactivity fuel in RCCI engines.

REFERENCES

- [1] N.R. Walker, F.D.F. Chuahy, R.D. Reitz, Comparison of Diesel Pilot Ignition (DPI) and Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) in a Heavy-Duty Engine, in: ASME 2015 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2015.
- [2] S.L. Kokjohn, R.M. Hanson, D. Splitter, R. Reitz, Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion, International Journal of Engine Research, 12(3) (2011) 209-226.
- [3] R.D. Reitz, R.M. Hanson, D.A. Splitter, S.L. Kokjohn, Engine combustion control via fuel reactivity stratification, Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), 2016.
- [4] F.D. Chuahy, S.L. Kokjohn, High efficiency dual-fuel combustion through thermochemical recovery and diesel reforming, Applied energy, 195 (2017) 503-522.
- [5] S. Ren, S.L. Kokjohn, Z. Wang, H. Liu, B. Wang, J. Wang, A multi-component wide distillation fuel (covering gasoline, jet fuel and diesel fuel) mechanism for combustion and PAH prediction, Fuel, 208 (2017) 447-468.
- [6] P.S.P. Corrêa Jr, J. Zhang, E.E.S. Lora, R.V. Andrade, L.R.d.M. e Pinto, A. Ratner, Experimental study on applying biomass-derived syngas in a microturbine, Applied Thermal Engineering, 146 (2019) 328-337.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

N. Kousheshi, M. Yari, A. Saberi Mehr, Investigation of performance and emission characteristic of a RCCI Engine fueled by mixture of Diesel and syngas derived from biomass gasification, Amirkabir J. Mech Eng., 53(1) (2021) 7-10.
DOI: 10.22060/mej.2019.15909.6228





بررسی عملکرد و آلاینده‌های موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی با سوخت ترکیبی دیزل و گاز سنتزی به عمل آمده از گازسازی زیست توده

نوید کوششی*^۱، مرتضی یاری دریامان^۱، علی صابری مهر^۲

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بناب، بناب، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳-۱۲-۱۳۹۷
بازنگری: ۱۳-۰۵-۱۳۹۸
پذیرش: ۱۱-۰۶-۱۳۹۸
ارائه آنلاین: ۱۲-۰۷-۱۳۹۸

کلمات کلیدی:

موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی
احتراق دما پایین
آلاینده‌ها
گاز سنتزی

خلاصه: یکی از تازه‌ترین روش‌هایی که در سالهای اخیر بسیار مورد توجه دانشمندان در حوزه موتورهای احتراق داخلی قرار گرفته است، روش‌های احتراق در دماهای پایین است. در این بین نقش موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی بسیار قابل توجه است. در این مقاله تلاش شده است تا با استفاده از نرم افزار کاتورج تأثیر ترکیبات مختلف گازهای سنتزی تولید شده توسط روش‌های گازسازی، بر عملکرد موتور و آلاینده‌ها مورد بررسی قرار گیرد. برای رسیدن به این مقصود، از نوع سوخت (ترکیب هیدروژن و مونوکسید کربن به عنوان گاز سنتزی ایده آل، هیدروژن خالص و دو نوع گاز سنتزی متفاوت خروجی از گازسازها) استفاده شده است. نتیجه این پژوهش انعطاف پذیری موتور در استفاده از سوخت‌های سنتزی متنوع را اثبات می‌کند. از سوی دیگر نتایج حاکی از آن است که گاز سنتزی تولید شده توسط روش‌های متداول مانند گازسازی، منجر به کاهش تولید اکسیدهای نیتروژن در ازای افزایش تولید دوده، نسبت به ترکیب ایده آل گاز سنتزی می‌گردد و این اختلاف با بالا رفتن میزان جایگزینی دیزل با سوخت سنتزی، افزایش می‌یابد. همچنین احتمال ناپایداری و حتی عدم شروع احتراق در بارهای کم، به علت وجود نیتروژن در ترکیب بعضی از گازهای سنتزی، دور از انتظار نخواهد بود. علی‌رغم مزایای بالای هیدروژن به عنوان یکی از اجزای اصلی گاز سنتزی، استفاده از آن به تنهایی و در مقادیر بالا با وجود کاهش مطلوب دوده، افزایش شدید نرخ افزایش فشار و میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن را در پی خواهد داشت که به هیچ عنوان مطلوب نیست.

۱- مقدمه

عنوان مسئله‌ای جدی مطرح شده است. به عنوان نمونه در سال ۱۹۸۱ استفاده از مبدل کاتالیستی جهت کاهش آلودگی خودروها در ایالات متحده اجباری شد. در اروپا، در حال حاضر، استانداردهای یورو اجباری می‌باشد. در ایران نیز قوانین آلاینده‌ها در سال ۱۳۷۸ بر اساس استانداردهای اروپایی اجرایی شده و در حال حاضر بر اساس مصوبه وزارت صنعت، معدن و تجارت، استاندارد یورو ۴ اجباری می‌باشد.

موتورهای دیزل جدید نسبت به همتای بنزینی خود، ۲۰ الی ۴۰ درصد از لحاظ مصرف سوخت کارآمدترند. این بازده بالاتر تا حدودی به دلیل دستیابی به کنترل بار توسط تغییر مقدار سوخت پاشیده شده به صورت مستقیم به داخل سیلندر، به جای کنترل جریان هوای

موتورهای احتراق داخلی به صورت گسترده برای حمل و نقل در سراسر دنیا مورد استفاده قرار می‌گیرند. توان و بازده حرارتی مناسب از مزایای این نوع موتورها نسبت به سایر دستگاههای تولید توان می‌باشد. با این حال این موتورها دارای مشکلاتی نیز می‌باشند که از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به آلاینده‌ها اشاره کرد. در سال‌های اخیر استانداردهای آلاینده‌ها خودرو روز به روز سختگیرانه‌تر شده است و شرکت‌های سازنده این موتورها، به خصوص شرکت‌های خودروسازی، ملزم به رعایت این استانداردها می‌باشند [۱].

در کشورهای توسعه یافته از سال ۱۹۷۰ مسئله آلودگی هوا به

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Navid.Kousheshi@Tabrizu.ac.ir



ورودی می‌باشد، بنابراین افت‌های مکش و پمپاژ کاهش پیدا می‌کند [۲]. البته نمی‌توان تأثیر نسبت تراکم بزرگتر را در این افزایش بازده نادیده گرفت.

در این نوع موتورها، سوخت دیزل در نزدیک نقطه مرگ بالا به داخل محفظه تزریق می‌گردد. به دلیل واکنش پذیری بالای این سوخت، مخلوط هوا و سوخت، خود به خود محترق می‌گردد. نرخ احتراق توسط نرخ‌های پاشش و ورود هوا به داخل جت سوخت کنترل می‌گردد. نسبت هم‌ارزی مخلوط در افشانه احتراقی تغییر می‌کند و محدوده‌های دما بالا و نسبت هم‌ارزی نسبتاً پایین منجر به تشکیل اکسیدهای نیتروژن می‌شوند، در حالی که تشکیل دوده در نسبت هم‌ارزی بالا و مناطق دمایی متوسط اتفاق می‌افتد. بنابراین با وجود بازده بالای احتراق، میزان بالای آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده موجب آلودگی محیط زیست می‌گردند. از آنجایی که این آلاینده‌ها اثر نامطلوبی بر روی سلامت انسان دارند، تلاش‌های زیادی در راستای کاهش آن‌ها صورت پذیرفته است [۳].

برای کنترل میزان آلاینده‌های تولیدی و رسیدن به میزان مجاز آن‌ها تحت شرایط احتراق معمول، نیاز به فرآیندهای پیچیده و پرهزینه پالایش محصولات احتراقی احساس می‌شود. از جمله این فرآیندها می‌توان به واکنش‌گرهای شیمیایی، فیلتر ذرات معلق و ... اشاره نمود. ایرادی که می‌توان در پالایش محصولات احتراقی وارد دانست این است که اکثر این روش‌ها از یک طرف افزایش مصرف سوخت را در پی دارند و از طرف دیگر هزینه‌های چشمگیری را بر مصرف‌کننده تحمیل می‌کنند. از همین رو توجه دانشمندان به سمت تکنیک‌های احتراق داخل محفظه احتراق معطوف گردیده است تا علاوه بر رسیدن به بازده کلی بیشتر، نیاز به سیستم‌های پس پالایش به کمترین مقدار خود برسد.

روش‌های کاهش آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده (در داخل محفظه احتراق) توسط بسیاری از پژوهشگران مورد بررسی قرار گرفته است. استفاده از زمان‌بندی‌های پاشش سوخت جهت اجازه زمان بیشتر برای اختلاط، کاربرد مقادیر بزرگ بازخورانی گازهای خروجی جهت کاهش دماهای بیشینه و نیز استفاده از فشارهای پاشش بسیار بالا تا ۳۰۰۰ بار برای بهبود اختلاط از مواردی است که می‌توان به آن‌ها اشاره کرد.

اکثر روش‌های جدید احتراقی ابداع شده توسط محققان که امکان

کاهش آلاینده‌ها و همچنین استفاده از سوخت‌های تجدیدپذیر را فراهم می‌کند، بر مبنای رقیق کردن و پیش‌آمیخته نمودن سوخت می‌باشند [۴]. تعداد بسیاری از این روش‌ها را می‌توان در دسته احتراق دما پایین طبقه‌بندی نمود. با توجه به اینکه اکسیدهای نیتروژن در دماهای بالا پتانسیل تشکیل بسیار بالایی دارند، روش‌های دما پایین کاهش میزان تولید این آلاینده را نتیجه می‌دهند [۵]. به عنوان مثال کیم و همکاران [۶] در سال ۲۰۰۸ با مقایسه عملکرد موتورهای دیزل معمولی و موتورهای با مکانیزم احتراق دما پایین، بر اساس دو پارامتر نسبت هم‌ارزی و دمای محلی، نشان دادند موتورهای قدیمی دیزل در محدوده‌های دمایی بالا و نسبت‌های هم‌ارزی بالا به ترتیب مستعد تولید اکسیدهای نیتروژن و دوده می‌باشند. همچنین آن‌ها نشان دادند برای حصول اطمینان از یک احتراق مناسب با تولید آلاینده‌های کمتر، از یک طرف بیشینه نسبت هم‌ارزی، نباید از مقدار استوکیومتریک مخلوط تجاوز کند و از طرف دیگر محدوده دما باید مابین ۱۴۰۰ تا ۲۰۰۰ کلوین باشد.

در موتورهایی که بخشی از سوخت یا کل آن به صورت پیش‌آمیخته مورد استفاده قرار می‌گیرند، با بهره‌گیری از زمان بیشتر برای ترکیب واکنش‌دهنده‌ها، مناطق غنی در داخل محفظه احتراق کوچک گردیده و حجم آن‌ها کاهش می‌یابد و از تشکیل آلاینده دوده جلوگیری می‌گردد. در کنار همه این مزایا کاهش مدت زمان احتراق و نرخ انتقال حرارت کمتر، بازده کلی بالا را نتیجه می‌دهد [۷].

در همین راستا و با هدف رسیدن به بازده حرارتی بالا، تعداد بسیاری از استراتژی‌ها در زمینه احتراق دما پایین پیشنهاد گردیده است. موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته و اشتعال تراکمی کنترل واکنشی از مهمترین این روش‌ها به شمار می‌روند.

موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن نوعی از موتورهای اشتعال تراکمی با احتراق دما پایین است که می‌توان کارکرد آن را به صورت آمیزه‌ای از راهبردهای احتراقی اشتعال تراکمی و اشتعال جرقه‌ای توصیف کرد، چرا که در آن سوخت قبل از وارد شدن به محفظه احتراق با هوا ترکیب شده و مخلوطی همگن تشکیل می‌دهد و سپس بر اثر تراکم مشتعل می‌شود.

اگرچه این احتراق از لحاظ ترمودینامیکی دارای مزایای بالایی می‌باشد، لیکن کنترل دقیق زمان احتراق در حالت‌های مختلف کارکرد

به دلیل کاهش زمان احتراق و کاهش تلفات انتقال حرارت، می‌تواند موجب بهبود بازده حرارتی گردد. کالفانگی و همکاران [۱۲] نشان داده‌اند که برای شرایط کاری یکسان استفاده از سوخت بنزین با میزان واکنش پذیری کمتر موجب افزایش تأخیر در اشتعال و بهبود احتراق پیش‌آمیخته گردیده که در نتیجه موجب کاهش آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دوده می‌گردد. البته نباید از این نکته غافل شد که هنگام استفاده از یک سوخت با واکنش‌پذیری پایین مانند بنزین، دستیابی به احتراق پایدار در بارهای جزئی و متوسط امکان‌پذیر نمی‌باشد. برای نمونه دک و همکاران [۱۳] و مانته و همکاران [۱۴ و ۱۵] به صورت جداگانه، با تحقیق بر روی این نوع موتورها، با سوخت بنزین معمولی، به این نتیجه رسیدند که نمی‌توان با اتکا به سوخت‌های با اکتان بالا به احتراق پایدار دست یافت و بازده احتراق در بارهای پایین در اثر کاهش نرخ خود اشتعالی سوخت، به شدت کاهش می‌یابد. از طرفی افزایش آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسید کربن در سرعت‌های کم را نیز شاهد خواهیم بود.

موارد ذکر شده بدین معناست که موتور اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته پتانسیل کنترل احتراق و گسترش محدوده عملکردی احتراق موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن را دارد لیکن کافی نیست [۱۶].

یائو و همکاران [۱۷] ترکیب دو سوخت مرجع یعنی هپتان نرمال و ایزو اکتان (اولی با عدد اکتان صفر و دومی با عدد اکتان ۱۰۰) را مورد بررسی قرار دادند و مهم‌ترین نتیجه به دست آمده را لزوم تغییر ترکیب این دو سوخت در شرایط کاری متفاوت عنوان کردند. آن‌ها به این نتیجه دست یافتند که برای کارکرد بهینه موتور در بارهای کم (جزئی) و زیاد (کامل)، به ترتیب نیازمند سوختی با عدد اکتان پایین و بالا می‌باشیم.

مطالعات تجربی صورت پذیرفته توسط بسونته و همکاران [۱۸] نیز نشان داده است که بهترین نوع سوخت برای موتورهای فوق، باید دارای خواص خود اشتعالی مابین سوخت دیزل و بنزین باشد. چرا که مقاومت سوخت بنزین در زمینه خوداشتعالی موجب افزایش زمان اختلاط (سوخت و هوا) قبل از احتراق گردیده در صورتی که در بارهای پایین، این خاصیت خوداشتعالی ضعیف، موجب نرسیدن به شرایط احتراق می‌گردد. این در حالیست که سوخت دیزل دارای خواص خوداشتعالی بهتری (نسبت به بنزین) می‌باشد، لیکن از یک

موتور یکی از چالش‌های بزرگ استفاده از این گونه موتورها می‌باشد. زمانبندی پاشش سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی و زمانبندی جرقه شمع در موتورهای اشتعال جرقه‌ای پارامترهایی مهم در کنترل زمان احتراق می‌باشند، که این امر در مورد موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن صادق نیست. از این رو عدم کنترل دقیق زمان احتراق با توجه به شرایط مختلف کارکرد موتور، از مشکلات عمده این نوع موتورها به شمار می‌آید. همچنین در این موتورها، نرخ آزادسازی انرژی به صورت مستقیم، بر خلاف موتورهای دیزل معمولی، توسط نرخ پاشش سوخت، قابل کنترل نمی‌باشد. باید به این نکته نیز توجه داشت که احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن تقریباً در حجم ثابت صورت می‌پذیرد. در نتیجه نرخ شدید آزادسازی انرژی و همچنین نرخ افزایش فشار بالای داخل محفظه، موجب کاهش بازه عملکرد در شرایط کاری مختلف می‌گردد. این امر به خصوص در بارهای بالا می‌تواند لرزش و سر و صدای مکانیکی مضر ایجاد کند. از همین رو، از این نوع موتورها، فقط در بارهای کم استفاده می‌گردد. اگرچه از لحاظ تئوری استفاده از ابزارهایی مانند فشار و دمای هوای ورودی و میزان بازخورانی گازهای خروجی می‌توانند در کنترل احتراق مؤثر باشند، لیکن همچنان کنترل سیکل به سیکل احتراق مشکل به نظر می‌رسد [۸]. بنابراین علیرغم جذابیت این موتورها از لحاظ ترمودینامیکی، مشکلات مذکور بزرگترین موانع تجاری شدن این گونه موتورها می‌باشند.

به منظور کنترل زمان شروع فرآیند احتراق، جهت حل موانع موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن، ایجاد رابطه مابین فرآیند پاشش سوخت و احتراق ضروری به نظر می‌رسد [۹]. این امر موجب به وجود آمدن نسل جدیدی از موتورها با نام موتورهای اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته شد. در این موتورها، قسمتی از سوخت در مراحل اول سیکل تراکم به صورت مستقیم به داخل محفظه پاشیده می‌شود که این امر موجب بهبود فرآیند اختلاط سوخت و هوا قبل از احتراق می‌گردد، لیکن باید توجه داشت که درجه همگن بودن مخلوط حاصل کمتر از موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن می‌باشد.

تعداد بسیاری از محققان نشان داده‌اند که مکانیزم‌های فوق، روش‌های مناسبی برای کاهش همزمان آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دوده می‌باشند [۱۰ و ۱۱]. همچنین علاوه بر کاهش قابل ملاحظه آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دوده، احتراق دما پایین پیش‌آمیخته

طرف به منظور دستیابی به احتراق مناسب با افزایش بار، می‌بایست از میزان بازخورانی گازهای خروجی^۱ بالا استفاده نمود و از طرف دیگر در بارهای بالا زمان کمی برای اختلاط وجود خواهد داشت و احتراق زودتر از موعد صورت می‌پذیرد که مطلوب نیست.

بدین ترتیب می‌توان به این نتیجه رسید بهترین استراتژی در این زمینه پاشش سوخت دارای عدد ستان پایین (با واکنش‌پذیری پایین) در راهگاه ورودی و استفاده از پاشش مستقیم سوخت دارای عدد ستان بالا (با واکنش‌پذیری بالا) به درون محفظه احتراق می‌باشد که توسط ککجان و همکارانش [۱۹ و ۲۰]، اشتعال تراکمی کنترل واکنشی^۲ نامیده شده است.

در موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، مخلوط سوخت داخل سیلندر، توسط پاشش یک سوخت با واکنش‌پذیری پایین مانند بنزین در منیفولد ورودی همراه با پاشش چند مرحله‌ای بهینه سوخت دوم با واکنش‌پذیری بالا مانند دیزل در داخل سیلندر تهیه می‌گردد. در این فناوری، احتراق به طور مداوم از نواحی با واکنش‌پذیری بالا به نواحی با واکنش‌پذیری پایین پیشرفت می‌کند که در نتیجه به طور مؤثر، نرخ‌های افزایش فشار را کمتر می‌کند.

ککجان و همکاران [۲۱] کنترل‌پذیری موفقیت‌آمیز این نوع احتراق را گزارش دادند. در موتور تحقیقاتی آن‌ها که نوعی از موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی می‌باشد، یک سوخت با واکنش‌پذیری پایین مانند بنزین در منیفولد ورودی با هوا ترکیب شده و به صورت پیش‌آمیخته وارد سیلندر می‌گردد. سوخت دوم مانند دیزل که واکنش‌پذیری بالایی هم دارد، به صورت مستقیم در مراحل پایانی تراکم توسط انژکتورها به داخل سیلندر تزریق می‌شود و فازبندی احتراق توسط نسبت بین دو سوخت قابل کنترل است.

راهبرد کنترل واکنشی محدوده عملکردی بار موتور را فراتر از راهبردهای اشتعال تراکمی سوخت همگن و اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته بسط می‌دهد. این فناوری با سوخت‌های بنزین و دیزل در یک موتور دیزل سنگین با نسبت تراکم ۱:۱۲ به فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری ۲۳ بار دست یافته است [۲۲]. احتراق کنترل واکنشی، انعطاف‌پذیری قابل توجهی در زمینه انتخاب سوخت دارد. بازده بالا و آلایندگی پایین با استفاده از پاشش مستقیم دیزل و پاشش گاز طبیعی، متانول و حتی اتانول هیدراته (که به دلیل واکنش‌پذیری

1 Exhaust Gas Recirculation (EGR)
2 Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)

ضعیف آن‌ها به تنهایی در موتورهای بنزینی و دیزلی قابل استفاده نیستند) در منیفولد ورودی، از دستاوردهای آن به شمار می‌رود [۲۳]. در واقع می‌توان بیان کرد، مفهوم کنترل واکنشی، کنترل احتراقی بهتری را نسبت به سایر موتورهای با احتراق دما پایین ارائه می‌دهد.

مطالعه در این حوزه نشان می‌دهد که از سال ۲۰۱۰ به بعد توجه بسیاری از دانشمندان علم موتور، به موتورهای احتراق داخلی کنترل واکنشی معطوف گردیده است. تحقیقات بسیاری در مورد مزایا و معایب این نوع موتورها در مقایسه با انواع پیشین انجام گرفته است که از این میان سهم تحقیقات با سوخت‌های مختلف قابل توجه است. به عنوان مثال، نیمان و همکاران [۲۴] از اولین نفراتی بودند که ترکیب گاز طبیعی و دیزل را در یک موتور کنترل واکنشی بررسی کردند. آن‌ها بر این عقیده بودند که گاز طبیعی به دلیل دارا بودن متان دارای واکنش‌پذیری کمتری نسبت به بنزین است و می‌تواند تأخیر در اشتعال بیشتری ایجاد کند که مزایای آن پیشتر توضیح داده شد. بناجس و همکاران [۲۵] از ترکیب‌های مختلف بنزین و اتانول به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین در یک موتور تک سیلندر اشتعال تراکمی کنترل واکنشی استفاده کردند و به این نتیجه رسیدند که برای رسیدن به یک احتراق پایدار، ترکیبی با ۸۵ درصد حجمی اتانول مورد نیاز خواهد بود.

در سال‌های اخیر قسمت عمده‌ای از تحقیقات موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی بر روی استفاده از گاز سنتزی به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین معطوف شده است که به واسطه روش‌ها و تکنیک‌های متنوع گازسازی، ترکیب‌های مختلفی از این نوع سوخت می‌تواند در دسترس باشد.

چواهی [۲۶] و همکاران در سال ۲۰۱۷ به بررسی عملکرد موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی با دو سوخت دیزل به عنوان سوخت اصلی و گاز سنتزی به عنوان سوخت پیش‌آمیخته پرداختند. نتایج به دست آمده حاکی از آن بود که می‌توان با افزودن گاز سنتز به عنوان سوخت پیش‌آمیخته، فازبندی احتراق را کنترل کرده و به راهکار موتور کنترل واکنشی دست یافت. آن‌ها همچنین با بررسی تأثیر ترکیب گاز سنتزی به این نتیجه مهم دست یافتند که موتور مذکور، در بازه گسترده‌ای از نسبت‌های مختلف هیدروژن و مونو اکسید کربن می‌تواند عملکرد مطلوبی داشته باشد. همچنین آن‌ها دریافتند که کاهش میزان مونو اکسید کربن و جایگزینی آن با

جدول ۱. مشخصات موتور دیزل تک سیلندر ۳۴۰۱ کاتریپلار [۲۶]
Table 1. Caterpillar 3401 single cylinder engine specifications [26]

تک سیلندر ۳۴۰۱ کاتریپلار	نوع موتور
۲/۴۴	حجم جابجایی (l)
۱۲۷/۲	قطر داخلی سیلندر (mm)
۱۶۵/۱	کورس جابجایی (mm)
۲۶۱/۶	طول دسته پیستون (mm)
۳۳۵	باز شدن دریچه ورودی (aTDC°)
-۱۴۳	بسته شدن دریچه ورودی (aTDC°)
۱۳۰	باز شدن دریچه خروجی (aTDC°)
-۳۳۵	بسته شدن دریچه خروجی (aTDC°)
۱۶/۱:۱	نسبت تراکم
۰/۷	نسبت چرخش

کنترل واکنشی با گاز سنتزی و دیزل، با استفاده از ترکیب هیدروژن و مونوکسید کربن خالص تحت عنوان گاز سنتزی بوده و تأثیر اجزای دیگر این گاز نادیده گرفته شده است، لذا خلأ یک بررسی جامع در رابطه با استفاده از گاز سنتزی واقعی تولید شده توسط روش‌های مرسوم گازسازی و ریفورمینگ احساس می‌شود. از این رو در مقاله پیش رو سعی بر این بوده تا پس از اعتبارسنجی نتایج، موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی سوخت دیزل و گاز سنتزی واقعی و تأثیرات آن بر روی احتراق و آلاینده‌ها به صورت عددی با استفاده از مدل دینامیک سیالات محاسباتی مورد مطالعه قرار گیرد. در مرحله بعد همین بررسی بر روی سوخت دیزل و هیدروژن خالص به عنوان اصلی‌ترین گونه گاز سنتزی انجام شده است. بر همین اساس دو نوع گاز سنتزی تولید شده توسط گازسازی زیست توده به همراه گاز سنتزی ایده‌آل (شامل هیدروژن و مونوکسید کربن خالص) و نیز سوخت هیدروژن خالص انتخاب شده‌اند تا با ثابت نگاه داشتن انرژی ورودی (انرژی شیمیایی سوخت) به موتور، علاوه بر تأثیر افزایش نسبت سوخت با واکنش‌پذیری پایین به دیزل برای هر یک از گازها، تفاوت آن‌ها با یکدیگر نیز بررسی گردد.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- مشخصات موتور انتخابی

موتور دیزل تک سیلندر ۳۴۰۱ کاتریپلار^۱ برای تمام الگوسازی‌ها

هیدروژن به کاهش زمان احتراق و آزادسازی حرارت در دمای پایین می‌انجامد. پیکانی و همکاران [۲۷] تأثیر افزودن مقدار کمی از گاز سنتزی تولید شده توسط ریفورمر به گاز طبیعی مورد استفاده در یک موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی گاز طبیعی-دیزل را مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاکی از بهبود فرایند احتراق در بارهای کم به دلیل جبران واکنش‌پذیری بسیار پایین گاز طبیعی توسط گاز سنتزی بود. چواهی [۲۸] و همکاران با بررسی سوختی مرکب از هیدروژن و کربن مونوکسید به عنوان سوخت دوم (سوخت با واکنش‌پذیری پایین) بیان داشتند که دستیابی به احتراق پایدار در بازه وسیعی از نسبت هیدروژن به مونوکسید کربن امکان‌پذیر بوده و افزایش هیدروژن موجود در سوخت دوم موجب افزایش واکنش‌پذیری سوخت، کاهش دوره احتراق و افزایش نرخ آزادسازی حرارت می‌شود [۲۶]. بهینه‌سازی پارامترهای عملکردی مانند ترکیب گاز سنتزی و شرایط ورودی در گستره وسیعی از بار موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی گاز سنتزی-دیزل توسط جیا و همکاران [۲۹] انجام گرفت. نتایج نشان دهنده میزان پایین اکسیدهای نیتروژن و احتراق مؤثر و کارآمد در نواحی با درصد پیش‌آمیختگی بالا و پاشش زود هنگام سوخت دیزل می‌باشد. میزان بهینه هیدروژن بین ۶۰ الی ۸۰ درصد گزارش شد و نیز نشان داده شد که با هیدروژن ۷۵ درصد می‌توان به بالاترین بازده در بار کامل موتور رسید.

با بررسی پژوهش‌های انجام یافته در این حوزه، مشاهده می‌شود که اکثریت تحقیقات صورت گرفته بر روی موتورهای اشتعال تراکمی

1 Single Cylinder Oil Test Engine (SCOTE)

افشانه) در موتور است که در نرم افزار سالیدورکس^۳ تهیه شده است. این شبکه محاسباتی در شکل ۱ نشان داده شده است.

شرایط کارکرد موتور برای اعتبار سنجی، در جدول ۳ آمده است. در ابتدا موتور در حالت تک سوخته که در دور ۱۳۰۰ دور بر دقیقه در حال کار می‌باشد، به عنوان مرجع انتخاب شده است. این موتور در چهار حالت با نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۳۶، ۰/۴۳، ۰/۵۰ و ۰/۵۸ با سوخت دیزل خالص به صورت تجربی به گونه‌ای تست شده است که میزان دیزل پاشش شده به داخل محفظه احتراق در هر چهار حالت ثابت بوده و انرژی ورودی ۵۱۰۰ ژول بر چرخه را فراهم نماید. در ادامه با انتخاب نسبت هم‌ارزی ۰/۴۳ به عنوان حالت پایه، به گونه‌ای که در میزان انرژی ورودی به موتور تغییری حاصل نشود، از میزان دیزل کاسته شده و سوخت دوم (گاز سنتزی) به صورت پیش‌آمیخته وارد محفظه احتراق می‌شود. این عمل در سه حالت ۲۰، ۴۰ و ۶۰٪ جایگزینی سوخت دیزل انجام شده است. تمامی نتایج تجربی فوق که توسط چواهی و همکاران [۲۶] انجام شده بود، توسط خودشان به وسیله کد کیوا شبیه‌سازی و اعتبارسنجی شده‌اند.

شبیه‌سازی موتور در این پژوهش در یک چرخه بسته انجام گرفته است. نرم افزار کانورج از روش حجم محدود برای حل معادلات حاکم استفاده می‌کند. در حقیقت معادلات پیوستگی (معادله (۱))، ممنتوم (معادله (۲))، انرژی (معادله (۳)) و سینتیک شیمیایی (معادله (۴)) که همگی حالت کلی معادلات مربوطه می‌باشند، به صورت هم زمان حل می‌شوند [۳۰ و ۳۱].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S$$

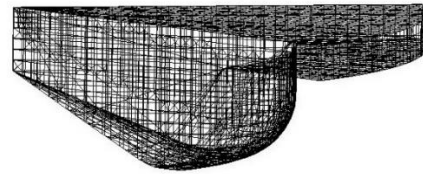
$$\frac{\partial}{\partial t} (Y_m \rho) + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} (Y_m \rho) = \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m$$

3 Solidworks

جدول ۲. مشخصات افشانه پاشش [۲۶]
Table 2. Injector specifications [26]

۷	تعداد سوراخ افشانه
۰/۱۴۱	قطر سوراخ نازل (mm)
۱۴۸	زاویه فواره سوخت (°)
۵۰۰	فشار پاشش (bar)



شکل ۱. قطاعی از هندسه موتور شبیه سازی شده
Fig. 1. Geometry of the engine's sector

جدول ۳. شرایط کارکرد موتور [۲۶]
Table 3. Engine operating conditions [26]

۱۳۰۰	دور موتور (rpm)
۰/۴۳	نسبت هم‌ارزی
-۱۰	زمان شروع پاشش (aTDC°)
۰	درصد EGR
۲۰-۴۰-۶۰	نسبت جایگزینی دیزل با سوخت دوم (%)
۵۱۰۰	انرژی سوخت ورودی (J/cycle)

و شبیه‌سازی‌ها در این مقاله انتخاب شده است. ورود سوخت به این موتور به صورت پاشش سوخت دریچه‌ای^۱ برای سوخت با واکنش‌پذیری پایین و پاشش مستقیم سوخت به داخل محفظه احتراق برای سوخت با واکنش‌پذیری بالا می‌باشد. مشخصات این موتور در جدول ۱ و مشخصات افشانه پاشش در جدول ۲ نشان داده شده‌اند.

۲-۲- مدل‌ها و شبیه‌سازی

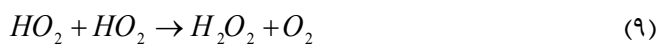
نرم افزار مورد استفاده در این مقاله نرم افزار کانورج^۲ می‌باشد. شبیه‌سازی بر روی شبکه قطاعی با استفاده از مرزهای تناوبی انجام شده است تا علاوه بر بهبود بازده محاسبات، زمان آن را نیز کاهش دهد. شبکه محاسباتی، یک شبکه قطاعی ۵۱/۴۲ درجه معادل یک هفتم محفظه (فضای پوشش داده شده توسط یک سوراخ از ۷ سوراخ

1 Port fuel injection
2 Converge CFD

زنجیره‌ای اتفاق افتاده تا در نهایت منجر به تولید بخار آب می‌گردد.



البته باید به این نکته نیز اشاره داشت که با افزایش یا کاهش فشار و دما احتمال پاره‌ای تغییرات، در واکنش‌های صورت گرفته، بالا خواهد بود. به عنوان مثال با افزایش فشار، تولید گونه HO_2 با سرعت بیشتری ادامه یافته و با افزایش دما، تولید رادیکال‌های آزاد بیشتر شده و واکنش‌های ذیل را شاهد خواهیم بود:



برای شروع اکسیداسیون مونوکسید کربن حتی در دماهای بالا، به رادیکال هیدروکسیلی که از واکنش‌های پیشین تولید شده است نیاز می‌باشد چرا که واکنش مستقیم مونوکسید کربن با اکسیژن، انرژی فعال‌سازی بالایی را می‌طلبد.



در فشارهای بالا و مناطقی که غلظت بخار آب بالاست، واکنش ذیل نیز محتمل می‌باشد.



در حالت کلی می‌توان گفت شرایط احتراق مانند دما، فشار و وجود گونه‌های دیگر، بر روی نحوه احتراق و محصولات آن تأثیر مستقیم خواهد داشت.

زیرمدل‌های مورد استفاده در این شبیه‌سازی به طور خلاصه در جدول ۴ آورده شده‌اند.

۳- بحث بر روی نتایج

در راستای اعتبار سنجی، شکل‌های ۲ و ۳ به ترتیب نمودارهای

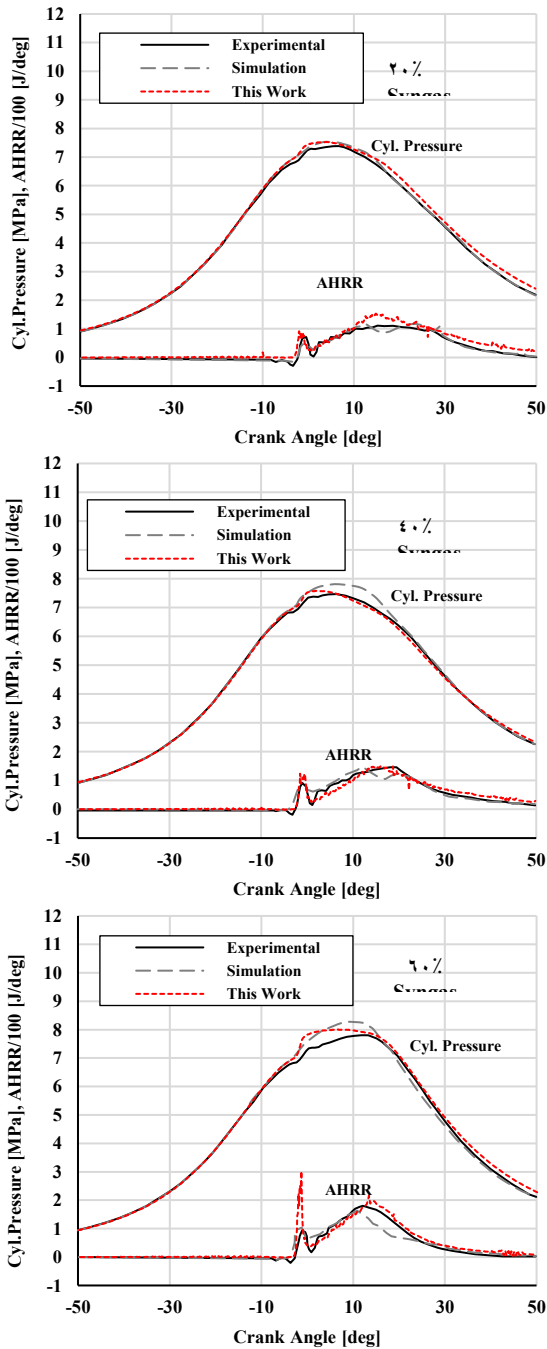
که در این معادلات u نشان دهنده سرعت، ρ چگالی، P فشار، Y_m کسر جرمی گونه m ، D ضریب پخشندگی جرمی، e انرژی درونی ویژه، k ضریب رسانش، h_m آنتالپی ویژه گونه m ، σ_{ij} تنسور تنش و TT دما می‌باشد.

خواص فیزیکی و شیمیایی سوخت دیزل به ترتیب خواص تترادکان ($C_{14}H_{26}$) و هپتان نرمال (n-Heptane) انتخاب شده‌اند. گاز سنتزی به صورت مخلوط همگن با هوا در زمان بسته شدن دریچه ورودی (شروع شبیه‌سازی) در نظر گرفته شده است. شکست قطرات سوخت در دو مرحله با الگوی معرفی شده توسط کلوین هلمولتز-ریلی تیلور (KH - RT)^۱ و برخورد قطرات توسط الگوی NTC ^۲ شبیه‌سازی شده‌اند. جریان آشفته نیز توسط الگوی $RNG\ k - \epsilon$ همراه با توابع دیواره به منظور در نظر گرفتن انتقال حرارت آن‌ها مدل‌سازی شده است. همچنین شکل گیری فیلم دیواره‌ها از الگوی معرفی شده توسط اورور که^۳ تبعیت می‌کند. اکسیدهای نیتروژن توسط مکانیزم گسترش یافته زلدویچ^۴ و دوده توسط روش هیروياسو^۵ شبیه‌سازی شده‌اند. برای الگوسازی احتراق، از روش شیمی مفصل، توسط حلگر SAGE استفاده شده است. همچنین یک الگوی چندمنطقه‌ای برای حل شیمی مفصل در مناطق مختلف (گروهی از سلولها که وضعیت ترمودینامیکی مشابهی دارند) بهره برده شده است. برای حل معادلات احتراق از مکانیزم احتراق پیشنهادی رن^۶ [۳۲] با ۱۷۸ گونه و ۷۵۸ واکنش استفاده شده است که توانایی آن در پیش‌بینی شکل احتراق گاز سنتزی توسط چواهی صحه گذاری شده است [۲۶]. سوخت دیزل در وهله اول شکسته شده و رادیکال‌های آزاد هیدروژن و نیز هیدروکسیل به همراه هیدروکربن‌های سبک‌تر تولید می‌شوند که آن‌ها هم به نوبه خود باعث شکسته شدن تعداد بیشتر مولکولهای سوخت و در نتیجه ادامه واکنش‌ها می‌شوند. اکسیداسیون هیدروژن موجود در گاز سنتزی نیز با دو واکنش اولیه تجزیه هیدروژن و واکنش $H_2 - O_2$ شروع می‌شود که واکنش دوم به علت انرژی فعال‌سازی کمتر محتمل‌تر است.



با تولید رادیکال‌های هیدروژن واکنش‌های بعدی به صورت

- 1 Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor
- 2 No Time Counter
- 3 O'Rourke
- 4 Zeldovich
- 5 Hiroyasu
- 6 Ren



شکل ۲. اعتبارسنجی نمودارهای فشار و نرخ آزادسازی حرارت بر حسب درجه لنگ
Fig. 2. Validation of pressure and heat release rate against crank angle

یافت. اگرچه میزان این کاهش، در سوخت‌های مختلف، متفاوت است لیکن دلیل همه آن‌ها را می‌توان در اختلاط بهتر سوخت در مرحله تراکم و جلوگیری از تشکیل مناطق محلی غنی سوخت دانست که در ادامه با یافتن میزان کافی اکسیژن مانع از سوختن ناقص اجزا کربن دار می‌شوند. از سوی دیگر به دلیل وجود نیتروژن در هوای ورودی و بعضاً

جدول ۴. مدل‌های استفاده شده در شبیه‌سازی با نرم‌افزار کانورج [۲۶]
Table 4. Sub-models used in CONVERGE simulations [26]

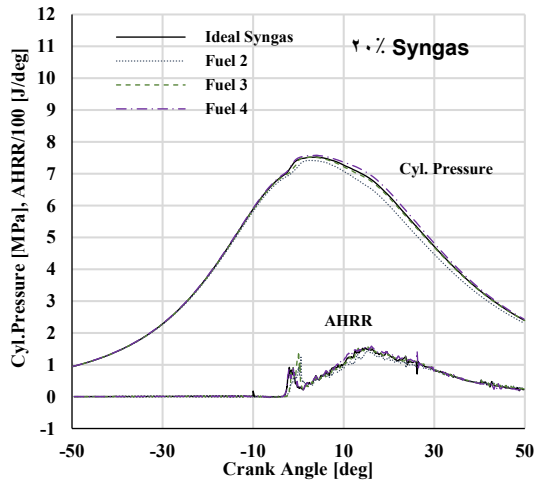
نام روش	نوع روش
RNG k - ε	آشفته‌گی جریان
KH-RT	تجزیه قطرات سوخت
O'Rourke	برخورد قطرات سوخت
SAGE	نوع احتراق
REN	مکانیزم شیمیایی سوخت
Extended Zeldovich	مکانیزم NOx
NSC-Hiroyasu	مکانیزم Soot

فشار و نرخ آزادسازی گرما بر حسب درجه لنگ و میزان آلاینده دوده را نشان می‌دهند. نتایج بدست آمده که با نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده چواهی و همکاران [۲۶] صحه‌گذاری شده است، گویای دقت بالای نرم افزار کانورج می‌باشد.

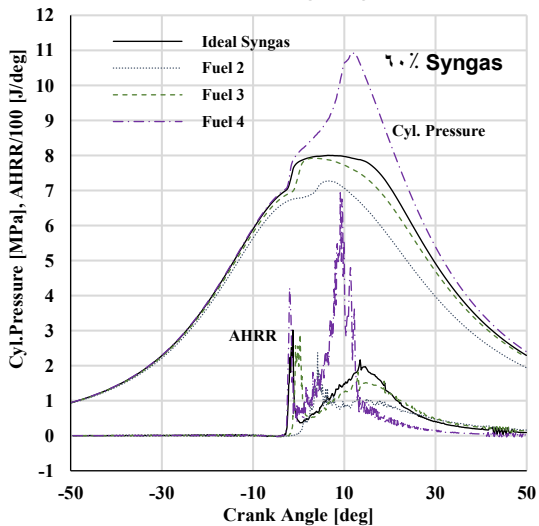
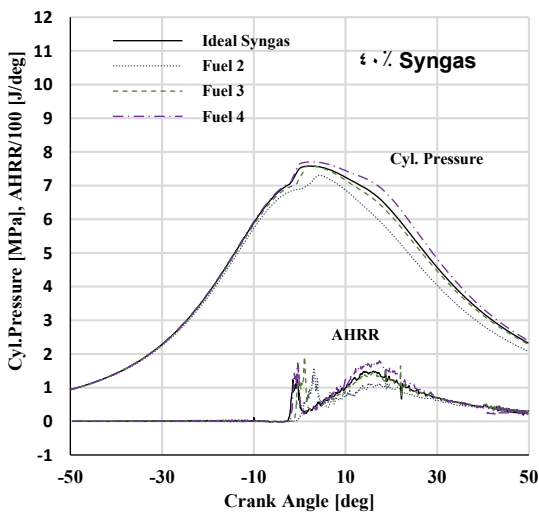
لازم به ذکر است، برای بررسی دوده و اکسیدهای نیتروژن از روش شاخص آلاینده‌ها استفاده شده است. همچنین در این قسمت صرفاً به صحه‌گذاری نتایج جایگزینی سوخت دیزل با گاز سنتز بسنده شده و از ارائه دیگر نتایج مانند حالات پایه و ... صرف نظر شده است. مطالعه عملکرد موتور و آلاینده‌ها، برای دو نوع سوخت گاز سنتزی تولید شده توسط روش گازسازی زیست توده [۳۳]، به همراه هیدروژن خالص به عنوان سوخت‌های با واکنش‌پذیری پایین و مقایسه آن‌ها با سوخت سنتزی ایده‌آل مرکب از دو جزء هیدروژن و مونوکسید کربن خالص، در سه مرحله (۲۰، ۴۰ و ۶۰٪ جایگزینی) دقیقاً مشابه با حالت اعتبارسنجی، صورت پذیرفت. جدول ۵ ترکیب حجمی این سوخت‌ها را نشان می‌دهد. مشخصات کارکرد موتور بدون تغییر مشابه جدول ۳ باقی مانده است.

نمودارهای فشار داخل سیلندر بر حسب درجه لنگ و نرخ آزاد سازی حرارت برای هر چهار سوخت فوق در شکل ۴ مقایسه شده است. نتایج مقایسه‌ای آلاینده‌ها و کار اندیکاتوری موتور نیز به ترتیب در شکل‌های ۵ و ۶ مشخص شده‌اند.

همانگونه که از پیش نیز انتظار می‌رفت، با جایگزینی مقداری از سوخت دیزل با سوختی با واکنش‌پذیری پایین به صورت پیش‌آمیخته (در اینجا گاز سنتزی یا هیدروژن خالص) و تبدیل موتور دیزل معمولی به موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، میزان آلاینده دوده کاهش



شکل ۳. اعتبارسنجی دوده خروجی از موتور
Fig. 3. Validation of soot emission



شکل ۴. نمودارهای فشار و نرخ آزادسازی حرارت
Fig. 4. Pressure and heat release rate

جدول ۵. اجزای سوخت با واکنش پذیری پایین بر حسب درصد حجمی
Table 5. Low reactivity fuel components (all units are in vol. %)

سوخت نوع ۴ (Hydrogen)	سوخت نوع ۳ (Actual Syngas)	سوخت نوع ۲ (Actual Syngas)	سوخت نوع ۱ (Ideal Syngas)	
۱۰۰	۳۸/۱	۵/۱	۵۰	H _۲
-	۲۸/۱	۱۳/۴	۵۰	CO
-	۸/۶	۱/۸	-	CH _۴
-	۲۲/۲	۲۲	-	CO _۲
-	-	۵۷/۷	-	N _۲
-	۳	-	-	C _۲ H _۶

در خود سوخت، یک سری از واکنش‌ها طی فرآیند احتراق، اجتناب ناپذیرند. از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به واکنش‌های ذیل اشاره کرد که طی آن‌ها رادیکال‌های نیتروژن که بسیار فعالند، تولید شده و در ادامه به همراه بخار آب و اکسیژن موجود، موجبات تشکیل اکسیدهای نیتروژن را فراهم می‌کنند.



اکسیدهای نیتروژن در همه حالات تحقیق حاضر، به جز در مورد هیدروژن خالص، نسبت به موتور دیزل معمولی کاهش یافته است که می‌توان دلیل آن را به کاهش همزمان دمای میانگین و بیشینه

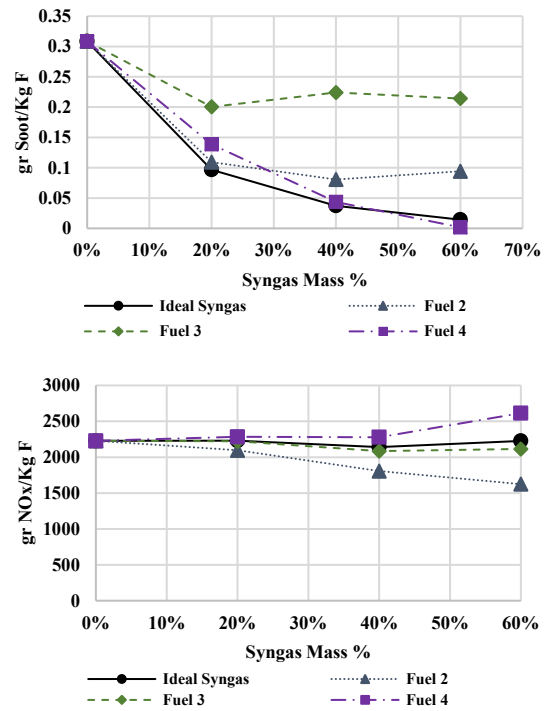
در حقیقت عامل اصلی تولید این آلاینده خطرناک، تجزیه نیتروژن موجود در محفظه می‌باشد که به دلیل انرژی فعال‌سازی بالا نیازمند دماهای بسیار بالاست. لذا مشاهده می‌شود که مقادیر

وجود نیتروژن، آن هم به این اندازه (بیش از ۵۰ درصد حجمی)، باعث کاهش بازده حجمی موتور گردیده و به تناسب آن میزان اکسیژن ورودی را کاهش می‌دهد که افزایش تولید دوده نسبت به سایر حالات را در پی خواهد داشت.

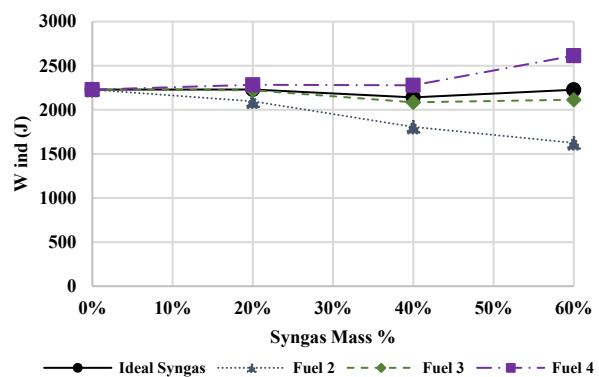
در کارکرد موتور با هیدروژن خالص (به خصوص در حالت ۶۰ درصد جایگزینی) می‌توان اظهار داشت سرعت شعله بسیار بالای هیدروژن در مقایسه با سایر سوخت‌ها، باعث افزایش ناگهانی دمای اکثر نقاط محفظه احتراق و متعاقباً افزایش تولید اکسیدهای نیتروژن می‌گردد.

تفاوت میزان تغییرات دوده در گازهای سنتزی واقعی با یکدیگر و نیز با گاز سنتزی ایده‌آل نیز در نوع خود قابل توجه است. میزان کاهش این آلاینده در سوخت‌های نوع دوم و سوم (گازهای سنتزی واقعی) نسبت به سوخت نوع اول (گاز سنتزی ایده‌آل) کمتر است. چرا که از یک سو همانگونه که پیشتر نیز اشاره شد به دلیل بازده حجمی کمتر، کاهش اکسیژن، سوختن ناقص هیدروکربنها را نتیجه خواهد داد و از سوی دیگر از آنجا که گاز سنتز ایده‌آل صرفاً دارای مونوکسید کربن است و در حالت واقعی، گاز سنتز، شامل مقادیری از دیگر هیدروکربنها مانند متان و اتن نیز می‌باشد، وجود این گونه‌ها، افزایش میزان کربن را در پی خواهند داشت. علی‌رغم کاهش اکسیژن در تمامی حالات، نسبت به حالت دیزل معمولی، تأثیر اختلاط سوخت در کاهش دوده در مقایسه با کاهش میزان اکسیژن، غالب است. مشاهده می‌شود که هر چه جایگزینی سوخت دیزل با گاز سنتزی ایده‌آل بیشتر باشد میزان دوده تشکیل شده نیز کاهش می‌یابد لیکن این موضوع در مورد گاز واقعی نوع ۲ تا ۴۰٪ و نوع ۳ تا ۲۰٪ قابل تأیید است و در صورت افزایش میزان جایگزینی، عامل کاهش اکسیژن بر اختلاط پیش‌آمیخته غالب شده و اندکی میزان تولید دوده را افزایش می‌دهد. این در حالیست که در همه حالات کارکرد موتور با دو سوخت، تولید دوده کمتر از حالت دیزل معمولی است.

کاهش میزان اکسیژن و افزایش سوخت ورودی، علاوه بر کاهش بازده حجمی، کاهش بازده احتراق را نیز در پی خواهد داشت. این امر در کاهش کار اندیکاتوری در شکل ۶ خود را نشان می‌دهد. سوخت نوع دوم به دلیل دارا بودن نیتروژن بیشترین کاهش بازده حجمی و متعاقباً کمترین میزان کار اندیکاتوری را دارا خواهد بود لذا احتمال یک احتراق ناپایدار در بارهای کم بالا بوده و ممکن است کارکرد موتور را تحت تأثیر



شکل ۵. آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن
Fig. 5. NOx and soot emissions charts



شکل ۶. کار اندیکاتوری
Fig. 6. Indicated work

دمای محفظه احتراق مرتبط دانست. سوخت نوع دوم به دلیل وجود نیتروژن در ترکیب خود در کاهش بیشینه فشار محفظه مؤثر است که نتیجه بیشترین تأخیر در اشتعال می‌باشد. در حقیقت می‌توان اظهار داشت که در احتراق این سوخت، در مقایسه با گاز سنتزی ایده‌آل، زمان بیشتری نیاز خواهد بود تا گاز سنتزی محترق گردد. لذا با به تعویق افتادن فاز احتراق دمای بیشینه محفظه کاهش یافته و اکسیدهای نیتروژن کمتری تولید می‌شوند. لیکن باید توجه داشت که

نیز بررسی شده و مشخص گردیده است که هر چه سهم هیدروژن نسبت به مونوکسید کربن در سوخت دوم بیشتر باشد میزان دوده کمتر و مقادیر اکسیدهای نیتروژن بالاتر را در خروجی موتور خواهیم داشت. از طرفی در صورت استفاده از سوخت سنتزی تولید شده توسط روش‌های معمول و متداول گازسازی، بهترین سوخت، ترکیبی خواهد بود که فاقد نیتروژن بوده و میزان هیدروژن آن از حد معمول بالاتر نباشد تا به ترتیب اثر منفی کاهش بازده حجمی در آن حداقل باشد و بازده حرارتی حداکثری را شاهد باشیم.

فهرست علائم

D	ضریب پخشندگی جرمی
e	انرژی درونی ویژه
h_m	آنتالپی ویژه گونه m
k	ضریب رسانش
O	فشار
T	دما
u	سرعت
W	کار
Y_m	کسر جرمی گونه m
	علائم یونانی
σ_{ij}	تنسور تنش
ρ	چگالی
	زیرنویس
ind	اندیکاتوری

مراجع

- [1] V. Chintala, K. Subramanian, CFD analysis on effect of localized in-cylinder temperature on nitric oxide (NO) emission in a compression ignition engine under hydrogen-diesel dual-fuel mode, Energy, -470 (2016) 116-488.
- [2] R. Stone, Introduction to internal combustion engines (1999).
- [3] T.V. Johnson, Review of diesel emissions and control, International Journal of Engine Research, (2009) (5)10-285-275.
- [4] N.R. Walker, F.D.F. Chuahy, R.D. Reitz, Comparison of Diesel Pilot Ignition (DPI) and Reactivity Controlled

قرار دهد. در حالت هیدروژن خالص به دلیل بالا بودن ارزش حرارتی هیدروژن در قیاس با سایر سوخت‌ها کاهش بازده حجمی، کمترین حالت را داراست لذا بیشترین کار اندیکاتوری و کمترین میزان دوده نیز در این حالت اتفاق می‌افتد. از سوی دیگر نباید کاهش میزان کربن کلی در سوخت را نیز نادیده بگیریم.

بررسی در نمودارهای فشار و نرخ آزادسازی حرارت نیز مبین این نکته است که با وجود این مزیت، نمی‌توان افزایش اکسیدهای نیتروژن و نرخ افزایش فشار را نادیده گرفت. نباید این نکته را فراموش کرد که نرخ افزایش فشار در حالت هیدروژن خالص به قدری بالاست که فشار ماکزیمم سیکل را تا نزدیکی‌های ۱۱ مگاپاسکال بالا برده و امکان آسیب رساندن به قطعات موتور و ایجاد سر و صدای ناهنجار را دارا می‌باشد. در واقع رفتار گاز هیدروژن در یک مخلوط وابستگی بسیار شدیدی به میزان آن در مخلوط دارد. این گفته بدان معنی است که اگر میزان هیدروژن از یک حد فراتر رود نه تنها نمی‌توان از مزایای آن استفاده کرد، بلکه رفتار انفجارگونه آن، کارکرد موتور را با اختلال مواجه می‌کند، بنابراین نیاز به کار در زمینه انتخاب بهینه‌ترین ترکیب گاز سنتزی احساس می‌شود. در هر صورت، استفاده از این ترکیب ایده‌آل گاز سنتزی، می‌تواند یکی از معایب موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی تلقی گردد چرا که امکان فراهم نمودن هیدروژن و مونوکسید کربن خالص به صورت جدا از هم، مشکل و هزینه بر به نظر می‌رسد لذا استفاده مستقیم از سوخت سنتزی تولید شده توسط روش‌های مختلف و متداول مانند گازسازی در موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی این نیاز را مرتفع می‌سازد.

۴- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر تأثیر ترکیبات مختلف گاز سنتزی به عنوان سوخت پیش‌آمیخته در موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی بر روی میزان آلاینده‌ها و عملکرد موتور، بررسی و نتایج بدست آمده با استفاده از نتایج موجود در ادبیات فن صحه گذاری شده است. موتور با استفاده از چهار نوع سوخت متفاوت (ترکیبات مختلف گاز سنتزی) در سه حالت ۲۰، ۴۰ و ۶۰ درصد جایگزینی دیزل با گاز سنتزی (با توجه به ثابت ماندن انرژی کل سوخت در یک چرخه) انتخاب و شبیه‌سازی شده است. بررسی نتایج نشانگر کاهش آلاینده‌ها و بهبود نسبی عملکرد موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی نسبت به نوع دیزل معمولی در شرایط یکسان می‌باشد. تغییر در ترکیب گاز سنتزی ورودی به موتور

- .208-194 (2011)
- [15] V. Manente, B. Johansson, P. Tunestal, W.J. Cannella, Influence of inlet pressure, EGR, combustion phasing, speed and pilot ratio on high load gasoline partially premixed combustion, 7191-0148, SAE Technical Paper, .2010
- [16] S.Ma, Z. Zheng, H. Liu, Q. Zhang, M. Yao, Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-fuel combustion, Applied Energy, .212-202 (2013) 109
- [17] M. Yao, Z. Zheng, B. Zhang, Z. Chen, The effect of PRF fuel octane number on HCCI operation, 7191-0148, SAE Technical Paper, .2004
- [18] P.W. Bessonette, C.H. Schleyer, K.P. Duffy, W.L. Hardy, M.P. Liechty, Effects of fuel property changes on heavy-duty HCCI combustion, 7191-0148, SAE Technical paper, .2007
- [19] S.L. Kokjohn, R.M. Hanson, D.A. Splitter, R.D. Reitz, Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending, SAE International Journal of Engines, .39-24 (2010) (2)2
- [20] S.L. Kokjohn, R.M. Hanson, D. Splitter, R. Reitz, Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion, International Journal of Engine Research, (2011) (3)12 .226-209
- [21] R.D. Reitz, R.M. Hanson, D.A. Splitter, S.L. Kokjohn, Engine combustion control via fuel reactivity stratification, Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), .2016
- [22] D. Splitter, M. Wissink, T. Hendricks, J. Ghandhi, R. Reitz, Comparison of RCCI, HCCI, and CDC operation from low to full load, in :THIESEL 2012 conference on thermo-and fluid dynamic processes in direct injection engines, .2012
- [23] A.B. Dempsey, N.R. Walker, R. Reitz, Effect of cetane improvers on gasoline, ethanol, and methanol reactivity and the implications for RCCI combustion, SAE International Journal of Fuels and Lubricants, (2013) (1)6 .187-170
- Compression Ignition (RCCI) in a Heavy-Duty Engine, in: ASME 2015 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, .2015
- [5] R. Stephen, Turns. An introduction to combustion: concepts and applications, Mechanical Engineering Series. McGraw Hill, (.2000
- [6] D. Kim, I. Ekoto, W.F. Colban, P.C. Miles, In-cylinder CO and UHC imaging in a light-duty diesel engine during PPCI low-temperature combustion, SAE International Journal of Fuels and Lubricants, .956-933 (2009) (1)1
- [7] S.L. Kokjohn, R.D. Reitz, Investigation of the roles of flame propagation, turbulent mixing, and volumetric heat release in conventional and low temperature diesel combustion, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, .102805 (2011) (10)133
- [8] H .Zhao, HCCI and CAI engines for the automotive industry, Elsevier, .2007
- [9] A.B. Dempsey, N.R. Walker, E. Gingrich, R.D. Reitz, Comparison of low temperature combustion strategies for advanced compression ignition engines with a focus on controllability ,Combustion Science and Technology, .241-210 (2014) (2)186
- [10] V. Manente, B. Johansson, P. Tunestal, Partially premixed combustion at high load using gasoline and ethanol, a comparison with diesel, 7191-0148, SAE Technical Paper, .2009
- [11] D. Splitter ,R. Hanson, S. Kokjohn, R. Reitz, Improving engine performance by optimizing fuel reactivity with a dual fuel PCCI strategy, gen (NOx), .9 (2010) 8
- [12] G.T. Kalghatgi, P. Risberg, H.-E. Ångström, Advantages of fuels with high resistance to auto-ignition in late-injection, low-temperature, compression ignition combustion, 7191-0148, SAE Technical Paper, .2006
- [13] J.E. Dec, Y. Yang, N. Dronniou, Boosted HCCI-controlling pressure-rise rates for performance improvements using partial fuel stratification with conventional gasoline, SAE International Journal of Engines, .1189-1169 (2011) (1)4
- [14] V. Manente, B. Johansson, W. Cannella, Gasoline partially premixed combustion, the future of internal combustion engines?, International Journal of Engine Research, (12)3

- Computational optimization of fuel supply, syngas composition, and intake conditions for a syngas/diesel RCCI engine, *Fuel*, .134-120 (2018) 234
- [30] M. Mansoury, S. Jafarmadar, S. Khalilarya, Energetic and exergetic assessment of a two-stage Organic Rankine Cycle with reactivity controlled compression ignition engine as a low temperature heat source, *Energy conversion and management*, 232-215 (2018) 166.
- [31] M. Nazemian, E. Neshat, R.K. Saray, Effects of piston geometry and injection strategy on the capacity improvement of waste heat recovery from RCCI engines utilizing DOE method, *Applied Thermal Engineering*, 152 .66-52 (2019)
- [32] S. Ren, S.L. Kokjohn, Z. Wang, H. Liu, B. Wang, J. Wang, A multi-component wide distillation fuel (covering gasoline, jet fuel and diesel fuel) mechanism for combustion and PAH prediction, *Fuel*, .468-447 (2017) 208
- [33] P.S.P. Corrêa Jr, J. Zhang, E.E.S. Lora, R.V. Andrade, L.R.d.M. e Pinto, A. Ratner, Experimental study on applying biomass-derived syngas in a microturbine, *Applied Thermal Engineering*, .337-328 (2019) 146
- [24] D.E. Nieman, A.B. Dempsey, R.D. Reitz, Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel, *SAE International Journal of Engines*, .285-270 (2012) (2)5
- [25] J. Benajes, S. Molina, A. García, J. Monsalve-Serrano, Effects of direct injection timing and blending ratio on RCCI combustion with different low reactivity fuels, *Energy Conversion and Management*, -193 (2015) 99 .209
- [26] F.D. Chuahy, S.L. Kokjohn, High efficiency dual-fuel combustion through thermochemical recovery and diesel reforming, *Applied energy*, .522-503 (2017) 195
- [27] P. Rahnama, A. Paykani, V. Bordbar, R.D. Reitz, A numerical study of the effects of reformer gas composition on the combustion and emission characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine enriched with reformer gas, *Fuel*, .753-742 (2017) 209
- [28] F.D.F. Chuahy, S. Kokjohn, System and Second Law Analysis of the Effects of Reformed Fuel Composition in "Single" Fuel RCCI Combustion, *SAE International Journal of Engines*, .878-861 (2018) (0264-01-2018)11
- [29] Z. Xu, M. Jia, Y. Li, Y. Chang, G. Xu, L. Xu, X. Lu,

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

N. Kousheshi, M. Yari, A. Saberi Mehr, Investigation of performance and emission characteristic of a RCCI Engine fueled by mixture of Diesel and syngas derived from biomass gasification, Amirkabir J. Mech Eng., 53(1) (2021) 17-30.

DOI: [10.22060/mej.2019.15909.6228](https://doi.org/10.22060/mej.2019.15909.6228)



